

船舶辅机教程

郑士君 孙永明 编
何君华 主审

大连海事大学出版社



船舶辅机教程

郑士君 孙永明 编
何君华 主审

大连海事大学出版社

©郑士君 2003

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机教程 / 郑士君, 孙永明编. —大连: 大连海事大学出版社, 2003.7
ISBN 7-5632-1675-8

I. 船… II. ①郑… ②孙… III. 船舶辅机—高等学校—教材
IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 049958 号

大连海事大学出版社出版

地址: 大连市凌水桥 邮政编码: 116026 电话: 4728394 传真: 4727996

<http://www.dmupress.com> E-mail: cbs@dmupress.com

大连印刷三厂印装 大连海事大学出版社发行

幅面尺寸: 185 mm × 260 mm 印张: 20.5

字数: 511 千字 印数: 1~3000 册

2003 年 7 月第 1 版 2003 年 7 月第 1 次印刷

责任编辑: 林晓阳 陈景杰 责任校对: 张 娴

封面设计: 王 艳

定价: 32.00 元

内容提要

本书内容覆盖了交通部教指委船舶辅机教学大纲、STCW78/95 公约和 1998 年国家海事中心发布的《海船船员适任考试和评估大纲》船舶辅机科目的要求与近几期全国海船船员适任考试试卷的出题范围。全书共分 7 章:船用泵;空气压缩机;甲板机械;船舶制冷装置;船舶空气调节装置;海水淡化装置;船舶辅助锅炉与废气锅炉。每章包括大纲要求、课堂教程、课程练习三部分内容,在附录的船舶辅机试卷分析中介绍了海事中心船舶辅机试题库组成、组卷规则、试题分布统计、本科目近几期全国统考试卷分析与参考答案。本书旨在帮助学员方便掌握本课程的教学内容与熟悉考题的类型,提高答题的应变能力。

本书可供轮机管理专业在校学生与参加轮机员适任证书考试学员使用。

编者的话

本书是根据交通部教指委船舶辅机教学大纲、STCW78/95 公约、《中华人民共和国海船船员适任考试、评估和发证规则》和 1998 年国家海事中心发布的《海船船员适任考试和评估大纲》船舶辅机科目的要求及近几期全国统考试卷的出题范围与类型而编写的,旨在帮助学员方便掌握本课程的教学内容与熟悉考题的类型,提高答题的应变能力,并通过一定数量习题的练习,加深对所学内容的理解。本书自 1995 年正式出版作为轮机管理工程专业船舶辅机科目考证复习材料以来,经多次修改,多次印刷,深得各方面的欢迎。在本次再版之际,作者结合多年教学实践,又对本书作了较大删选与修改,充实了部分内容,增补了海事中心相关的命题要求与组卷规则,并结合近几期的试卷进行了针对性分析,同时提供了习题的参考答案,以满足教与学的要求。

本书内容以有效性、全面性、适纲性、适考性为基本原则,共分 7 章,其内容为:船用泵;空气压缩机;甲板机械;船舶制冷装置;船舶空气调节装置;海水淡化装置;船舶辅锅炉与废气锅炉。每章包括大纲要求、课堂教程、课程练习三部分内容,附录内容包括海事中心的试题库组成介绍、组卷规则、试题分布统计、本科目近几期全国统考试卷分析与参考答案。

参加本教程编写的有上海海运学院郑士君、孙永明;辅机教研室的陈黄寿、郑学林、韩厚德、汪礼成为本教程的编写与出版提供了帮助。全书由郑士君主编,由郑士君、孙永明编编定稿,并由上海海事局何君华审定。

本书在编写过程中,得到了中国海事中心船员考试部龚利平、张树峰,上海海事局陈煜、谢群威、何君华的帮助,在此一并致以诚挚的谢意。

船舶辅机教程的编写是一种尝试,其内容的覆盖面与深度,特别是练习题的取舍与解答,虽经反复斟酌、几经修改,仍深感未能尽如人意,误漏之处难免,恳请读者使用后予以批评指正。

编者

2003 年 4 月于上海

目 录

第 1 章 船用泵	(1)
§ 1-1 大纲要求	(1)
§ 1-2 课堂教程	(2)
一、船用泵的分类与基本参数	(2)
二、往复泵	(3)
三、齿轮泵	(6)
四、螺杆泵	(8)
五、叶片泵	(10)
六、离心泵	(12)
七、旋涡泵	(19)
八、喷射泵	(20)
九、水环泵	(21)
§ 1-3 课程练习	(22)
一、简答题	(22)
二、参考答案	(24)
第 2 章 活塞式空气压缩机	(34)
§ 2-1 大纲要求	(34)
§ 2-2 课堂教程	(34)
一、活塞式压缩机的工作原理	(35)
二、多级压缩与中间冷却	(36)
三、船用空气压缩机的结构	(36)
四、空气压缩机的自动控制	(38)
五、空气压缩机的管理	(38)
§ 2-3 课程练习	(40)
一、简答题	(40)
二、参考答案	(40)
第 3 章 液压甲板机械	(42)
§ 3-1 大纲要求	(42)
§ 3-2 课堂教程	(44)
一、液压传动的基本知识	(44)
二、液压泵	(45)
三、压力控制阀	(48)
四、方向控制阀	(51)
五、流量控制阀	(53)
六、液压马达	(54)
七、辅助元件	(57)

八、液压油	(62)
九、舵机概述	(68)
十、推舵机构	(70)
十一、舵机的操舵控制系统	(71)
十二、舵机液压系统	(73)
十三、舵机的调试与日常管理要点	(74)
十四、舵机常见故障分析	(76)
十五、船用起货机概述	(77)
十六、起货机液压系统	(77)
十七、系泊设备	(81)
十八、液压甲板机械的管理要点	(83)
§ 3-3 课程练习	(84)
一、简答题	(84)
二、参考答案	(86)
第 4 章 船舶制冷装置	(93)
§ 4-1 大纲要求	(93)
§ 4-2 课堂教程	(95)
一、船舶制冷概述	(95)
二、蒸气压缩式制冷技术基础	(96)
三、制冷剂和冷冻机油	(100)
四、制冷压缩机	(104)
五、制冷装置换热器及辅助设备	(107)
六、制冷装置的自动化元件	(109)
七、船舶伙食冷库制冷系统	(112)
八、制冷装置的管理	(113)
九、制冷装置的常见故障分析	(116)
§ 4-3 课程练习	(118)
一、简答题	(118)
二、参考答案	(119)
第 5 章 船舶空气调节装置	(125)
§ 5-1 大纲要求	(125)
§ 5-2 课堂教程	(125)
一、船舶空气调节概述	(125)
二、船舶空气调节器与供风设备	(129)
三、集中式空调系统	(130)
四、空气调节装置的自动控制	(131)
五、空气调节装置的管理	(133)
§ 5-3 课程练习	(134)
一、简答题	(134)

二、参考答案	(134)
第6章 船用海水淡化装置	(137)
§6-1 大纲要求	(137)
§6-2 课堂教程	(137)
一、船用海水淡化装置简介	(137)
二、蒸馏式海水淡化装置的工作原理	(137)
三、海水淡化装置的运行管理	(138)
四、海水淡化装置常见故障分析	(140)
§6-3 课程练习	(140)
一、简答题	(140)
二、参考答案	(141)
第7章 船舶辅锅炉与废气锅炉	(144)
§7-1 大纲要求	(144)
§7-2 课堂教程	(145)
一、概述	(145)
二、船用辅锅炉的构造与类型	(146)
三、废气锅炉	(148)
四、辅锅炉的燃油设备与系统	(149)
五、辅锅炉的汽、水系统	(151)
六、辅锅炉的炉水要求与处理	(154)
七、辅锅炉的自动控制与安全保护	(156)
八、辅锅炉的运行管理	(156)
九、船用辅锅炉常见故障分析	(158)
十、船用辅锅炉的检验	(160)
§7-3 课程练习	(161)
一、简答题	(161)
二、参考答案	(162)
附录 船舶辅机试卷分析	(170)
§A-1 试题库组成与组卷规则	(170)
一、试题库组成	(170)
二、组卷规则(双向细目表)	(171)
三、组卷实例分析	(177)
§A-2 第二十五期船舶辅机试卷及答案	(178)
一、第二十五期船舶辅机试卷	(178)
二、第二十五期试卷参考答案	(195)
§A-3 第二十六期船舶辅机试卷及答案	(196)
一、第二十六期船舶辅机试卷	(196)
二、第二十六期试卷参考答案	(229)
§A-4 第二十七期船舶辅机试卷及答案	(230)

一、第二十七期船舶辅机试卷	(230)
二、第二十七期试卷参考答案	(247)
§ A-5 第二十八期船舶辅机试卷及答案	(247)
一、第二十八期船舶辅机试卷	(247)
二、第二十八期试卷参考答案	(264)
§ A-6 第二十九期试卷船舶辅机试卷及答案	(265)
一、第二十九期船舶辅机试卷	(265)
二、第二十九期试卷参考答案	(282)
§ A-7 第三十期船舶辅机试卷及答案	(282)
一、第三十期船舶辅机试卷	(282)
二、第三十期试卷参考答案	(317)
编后记	(319)

第 1 章 船 用 泵

§ 1-1 大纲要求

1. 适用对象:3 000 kW 及以上船舶二/三管轮

适任	考 试 内 容	评 价 标 准
船用泵	1. 船用泵性能参数 2. 电动往复泵、齿轮泵(外、内啮合式)、叶片泵(单、双作用式)、螺杆泵(单、三螺杆式)、水环泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵的工作原理、典型结构、性能特点和管理维修要点 3. 泵的正常工作条件和常见故障的分析与处理	熟悉流量、扬程、功率、允许吸上真空度、汽蚀余量等参数 了解所列各种泵的工作原理和结构特点;了解叶轮式泵比转数的意义和特性曲线的应用;能对所列泵的性能进行对比;掌握工况调节,串、并联使用的特点和管理维修的要求 能分析所列各泵不能输送液体或流量不足、发生汽蚀、异响、过载等故障的原因及提出正确的处理方法

2. 适用对象:750~3 000 kW 船舶二/三管轮

适任	考 试 内 容	评 价 标 准
船用泵	1. 船用泵性能参数 2. 电动往复泵、齿轮泵(外、内啮合式)、叶片泵(单、双作用式)、螺杆泵(单、三螺杆式)、水环泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵的工作原理、典型结构、性能特点和管理维修要点 3. 泵的正常工作条件和常见故障的分析与处理	熟悉流量、扬程、功率、允许吸上真空度、汽蚀余量等参数 了解所列各种泵的工作原理和结构特点;了解叶轮式泵比转数的意义和特性曲线的应用;能对所列泵的性能进行对比;掌握工况调节,串、并联使用的特点和管理维修的要求 能分析所列各泵不能输送液体或流量不足、发生汽蚀、异响、过载等故障的原因及提出正确的处理方法

3. 适用对象:未满 750 kW 船舶二/三管轮

适任	考 试 内 容	评 价 标 准
船用泵	电动往复泵、齿轮泵、离心泵的工作原理、典型结构和使用管理	熟悉所列泵的基本结构,掌握它们的工作原理和使用管理中的不同特点

§ 1-2 课堂教程

一、船用泵的分类与基本参数

1. 泵的分类

泵是用来提高液体机械能的一种机械,按用途可分为以输送液体为主的输送泵与以能量传递为主的液压泵。

按工作原理可分为:

容积式泵——依靠工作部件运动造成工作腔容积周期性地发生变化来吸排液体,靠挤压使液体压力能增加的泵,主要有往复型与回转型两种。按结构分:往复型的有活塞泵与柱塞泵,回转型的有齿轮泵、螺杆泵、叶片泵等。

离心式泵——依靠高速旋转的叶轮将机械能传递给液体,使液体的压力能和动能增加并连续吸排液体的泵,主要有离心泵、旋涡泵等。

喷射式泵——利用高压工作流体经喷嘴产生的高速射流引射需输送的流体,通过动量交换使其能量增加进行吸排液体的泵。

2. 泵的基本参数

1) 流量(Q_v):泵在单位时间内所输送的液体量,常用单位为 m^3/s (或 L/min , m^3/h)。容积式泵每转一周的排出量常用排量 q 来表示, $Q_v = q \cdot n$ (n 为泵的转速, r/min)。有时泵的流量也用质量来度量,即称质量流量,用 G 表示, $G = \rho Q$ kg/s , (ρ 为液体密度, kg/m^3)。

2) 扬程(H):是指单位质量的液体通过泵后所增加的机械能(亦称压头),即

$$H = \frac{p_{\text{dr}} - p_{\text{sr}}}{\rho g} + (Z_s + d + \Delta Z) + (\sum h_s + \sum h_d) = \frac{p_{\text{dr}} - p_{\text{sr}}}{\rho g} + Z + \sum h \quad \text{m}$$

式中: $Z = Z_s + Z_d + \Delta Z$ ——吸入液面到排出液面间的总高度, m ;

$\sum h = \sum h_s + \sum h_d$ ——泵的吸、排管路阻力之和, m ;

p_{dr} ——泵排出液面压力;

p_{sr} ——泵吸入液面压力。

常用单位为 $\text{Nm}/\text{N} = \text{m}$ 。

泵所产生的扬程主要用于克服吸、排管路间的压力差、高度差与管路阻力。

容积式泵一般标注额定排出压力而不标注额定扬程,实际工作压力不允许超过额定压力;叶轮式泵标注额定扬程,其工作扬程高于额定扬程一定量时仍可工作,但效率明显下降。叶轮式泵通常采用扬程 H 来表示液体经过泵后所获的能量,而容积式泵则采用排出压力 p_d 来表示,两者间的关系为

$$p_d = \rho g H \quad \text{Pa}$$

式中: ρ ——液体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$ 。

3) 转速(n):泵轴在单位时间内的转数,常用单位 r/min 。

4) 功率(P):泵功率有输出功率、输入功率与配带功率之分。

(1) 输出功率又称有效功率,指泵在单位时间内实际传给液体的能量,用 P_e 表示,即

$$P_e = \rho g Q H = p_d Q \quad \text{kW}$$

(2) 输入功率又称轴功率,用 P 表示,即

$$P = P_e / \eta \quad \text{kW}$$

(3) 配带功率是指泵所配的原动机额定输出功率,用 P_m 表示,即

$$P_m = k_m P$$

式中: k_m 为配带系数,一般取 $1.1 \sim 1.42$ 。

5) 泵的效率(η): 泵的效率是容积效率 η_v 、机械效率 η_m 与水力效率 η_h 的乘积。

(1) η_v 是指泵泄漏与吸入空气等造成的流量损失,即

$$\eta_v = Q / Q_t \quad (\text{实际流量 } Q \text{ 与理论流量 } Q_t \text{ 之比})$$

(2) η_h 是指流体在泵内流动产生的摩擦、撞击、旋涡等水力损失所造成的扬程损失,即

$$\eta_h = H / H_t \quad (\text{实际扬程 } H \text{ 与理论扬程 } H_t \text{ 之比})$$

(3) η_m 是由机械摩擦所造成的机械损失,即

$$\eta_m = \rho g Q_t H_t / P = P_h / P \quad (\text{水力功率 } P_h \text{ 与输入功率 } P \text{ 之比})$$

6) 允许吸上真空高度 $[H_s]$: 为防泵产生气穴,泵工作时所允许的最大吸入真空高度,即

$$[H_s] = [Z_s] + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s \quad \text{m}$$

式中: $[Z_s]$ ——水泵允许吸入高度, m。

泵的允许吸上真空高度是泵吸入性能好坏的重要标志,也是管理中控制泵最高吸入真空度的依据,主要取决于泵的类型与结构。影响泵吸入真空度的原因主要有: 泵内阻力, 吸入压力, 液体温度, 泵的流量大小。

二、往复泵

1. 吸排原理

利用泵缸中的活塞或柱塞作往复运动使工作腔容积发生周期性的变化, 容积增大、压力降低时吸入液体; 容积减小、液体受挤压时排出液体。

泵的正常吸入条件是: 泵内的最低吸入压力 p'_s (p_s 为泵吸入压力) 要大于所排送液体温度对应的饱和蒸汽压力 p_v , 即: $p'_s > p_v$, 以防液体汽化产生气穴。另外, 吸入管路要畅通; 吸高不能过高; 输送液体温度要适中; 防止惯性使缸内产生水击或汽化(适当降低转速), 泵吸入压力过低时, 可适当增加流注高度。所需吸入压力为

$$p_s = p_{sr} - \left(Z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s \right) \rho g \quad \text{MPa}$$

泵的正常排出条件是: 泵的排出压力大于排出液面压力、排出高度和排出管阻力之和。所需排出压力为

$$p_d = p_{dr} + (Z_d + \sum h_d) \rho g \quad \text{MPa}$$

往复泵活塞面上排出压力 p'_d 的大小除与上式有关外, 还与阀的阻力、泵缸内的惯性水头有关, 在行程初最大, 行程末尾最小。

活塞往复一次吸排各一次的泵称单作用泵; 活塞往复一次吸排各二次的泵称双作用泵。

2. 流量计算

泵的流量公式为

$$Q = 60KA_eSn \quad \text{m}^3/\text{h}$$

式中: K ——泵的作用次数;

A_e ——活塞有效工作面积, m^2 ;

S ——活塞行程, m ;

n ——泵的转速, r/min 。

泵的瞬时流量为

$$Q = A_e v \quad \text{m}^3/\text{s}$$

式中: v ——活塞的瞬时速度, m/s ; $v = r\omega \sin\beta$;

r ——曲柄长度, m ;

ω ——曲柄角速度;

β ——曲柄转角。

泵的供液不均匀度可用流量脉动率来表示, 即

$$\sigma_Q = (q_{\max} - q_{\min})/q_m$$

式中: $q_{\max}$ 、 $q_{\min}$ 、 q_m ——分别为泵的最大、最小和平均理论流量。

σ_Q 的大小和曲柄与连杆的长度比 λ 有关, λ 小流量均匀, 所以 λ 一般不大于 0.25。

3. 往复泵的特点

- 1) 有自吸能力, 自吸能力取决于泵的密封性能;
- 2) 理论流量与排出压力无关, 只取决于工作容积变化量与转速;
- 3) 额定排出压力与泵的工作容积和转速无关, 只取决于泵的强度、密封性与输入功率;
- 4) 输出流量不均匀度为: 单作用泵约 314%, 双作用泵约 157%, 三作用泵约 105%, 四作用泵约 111%, 常采用空气室与多作用泵来改善输液不均匀性;
- 5) 转速不宜过高, 过高转速易产生液击与恶化泵的吸入条件;
- 6) 输送含颗粒杂质的液体时需设吸入滤器来防止泵的过度磨损与吸、排阀的卡死;
- 7) 结构较复杂, 易损件较多;
- 8) 双缸四作用电动往复泵曲柄互成 90° , 以减小流量和功率脉动。

4. 空气室与泵阀

1) 空气室

往复泵由于活塞的变速运动, 造成吸、排液体时流量和吸排压力的波动, 易引起液击与恶化泵的吸入条件, 限制了泵的转速提高, 装设空气室是往复泵用来减轻流量和压力波动的常见措施之一, 空气室通常设在泵的吸、排口处, 故有吸入、排出空气室之分。

空气室是一个内部充有空气的容器, 当泵的瞬时流量达到最大值与最小值时, 通过空气室的“存”、“放”作用, 就能很好地调节管路中的流量与工作压力, 使管路中的流量与压力趋于均匀, 其均匀性取决于空气室的容积与空气的存放量。

我国规定双缸四作用电动往复泵排出空气室容积应大于液缸行程容积的 4 倍。

(1) 排出空气室: 由于其工作压力较高, 在工作过程中室内气体会不断溶于水中并被带走, 因此, 在排出空气室上设有充气阀, 在工作过程中可视情通过充气阀对其进行补充。

(2)吸入空气室:由于其工作压力较低,在工作过程中,溶解在液体中的气体会不断逸出,使室内的气体逐渐增加,当气体增加到一定量时,会使泵的输液不正常。为防止这种情况,吸入空气室的吸入管下端常钻有小孔或做成锯齿口状,也可将吸入口做成斜切状,将多余气体抽出。

2)水阀

水阀结构有盘阀、锥阀、球阀、环阀等几种,其特点和对其要求分别为:

(1)盘阀、环阀:结构简单,易加工,水力损失较大,应用较广。

(2)锥阀:关阀迅速,无需弹簧,密封性好,阻力小。

(3)阀箱有上、中、下三层,上层为排出腔,中间通工作腔,下层为吸入腔;

(4)对阀的要求:关闭要严,用煤油试验 5 min 内无渗漏。

阀的阻力为

$$h_v = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{1}{\rho g A_v} \left[(G_{vs} + R_s) + \frac{G_{vs}}{g} \cdot j_v \right] \quad \text{m}$$

阀的阻力 h_v 要小。

其中:阀的比载荷为

$$H_v = \frac{G_{vs} + R_s}{\rho g A_v}$$

式中: p_1 、 p_2 ——阀盘上、下的液体压力;

G_{vs} ——阀与弹簧在液体中的重力;

R_s ——阀的弹簧力;

A_v ——阀盘面积;

j_v ——阀的加速度。

减轻泵阀比载荷(H_v)可减小阀的阻力,但会增加升程,使关闭滞后与撞击加剧, H_v 一般取 2~3 m,最大 4~6 m。 H_v 小, η_h 高;高速泵取大些,以减小阀的升程,为提高泵的允许吸入真空度,吸入阀的 H_v 值要比排出阀小。

关闭时撞击要轻,关阀无声的条件是

$$h_{\max} n \leq 600 \sim 650$$

式中: $h_{\max}$ ——阀的最大升程,mm;

n ——泵的转速,r/min。

采用橡胶阀与群阀有利于改善阀的关阀撞击;阀关闭要迅速。

另外,泵的转速不能太高,转速高,泵的容积效率低,阀关闭滞后与工作条件变差,阀是限制往复泵转速的主要原因。

粘性液体用球阀与锥阀,盘阀适用于清水,大流量时用环阀与群阀。

阀是密封件,也是易损件,要注重管理,阀线损坏时可研磨或光车;弹簧工作过久失去弹性,自由高度减少 5% 以上时要换新。

5. 往复泵管理注意事项

1)运行中泵不应有异响、外漏泄,轴承处的温度不应超过 70 ℃,润滑压力在 0.08~0.12 MPa;

2) 填料压盖压紧力合适, 以允许有少量液体渗出润滑和冷却活塞杆, 填料一般采用浸油或浸过石墨的棉纱或石棉编织物;

3) 活塞胀圈一般采用金属型与非金属型, 对于后者更换时应先在热水中浸泡, 待其发胀变形后再使用(搭口间隙 1.5~3 mm; 自由状态 8 mm);

4) 安全阀开启压力为泵额定工作压力的 1.1~1.15 倍;

5) 泵的受压零件的水压试验压力为安全阀排放压力的 1.5 倍, 试验时间不少于 5 min 且不应泄漏。

6. 往复泵常见故障分析

1) 泵启动后不能供液

其原因有: 密封失效(密封圈干缩); 吸汽、排阀故障; 吸入管漏气; 吸入口外露; 吸入管堵; 吸高太高; 转速过高; 吸入温度过高汽化, 吸入温度过低油粘度过大; 排出通道堵塞。

2) 泵产生异响

(1) 液击: 转速过高; 气蚀。

(2) 机械: 阀损坏; 缸内有异物; 传动件间隙过大; 阀撞击; 弹簧断; 升程过大; 密封圈、填料过紧。

3) 往复泵电机过载

其原因有: 密封圈、填料过紧; 排出不畅; 排出阀没开; 安全阀设定值过高。

三、齿轮泵

常见的有: 外啮合齿轮泵, 内啮合齿轮泵, 渐开线齿轮泵, 摆线齿轮泵, 斜齿轮泵与直齿轮泵等几种类型。

1. 齿轮泵的工作原理(以外啮合齿轮泵为例)

齿轮泵属回转型容积式泵, 通常由一对齿轮、泵壳、轴等组成, 当齿轮回转时, 在泵的一侧两轮齿脱开啮合, 轮齿从齿谷中退出, 容积增大, 压力降低, 被输送液体在压力差的作用下, 经吸入口进入泵吸入侧的齿谷中, 并随着齿轮的回转沿周向带到泵的另一侧; 在泵的另一侧两轮齿进入啮合, 轮齿进入齿谷中, 容积减小, 液体被挤压, 克服外界阻力经排出口排出。

内啮合齿轮泵的工作原理与外啮合齿轮泵相同, 由齿轮与齿环(内齿轮)组成, 由于两者齿数关系, 齿轮的转速要大于齿环; 对具有月牙形隔板的内齿轮泵, 当转向改变时, 泵的排油方向由于月牙形隔板相对位置(变化 180°)的变化, 而使排油方向保持不变, 这种泵一般可用作需要双向回转机械的自带润滑泵。内啮合齿轮泵的特点: 吸入性能好, 脉动小, 困油现象轻, 噪声低, 工作稳定; 不足是工艺复杂, 泄漏严重, 容积效率低(65%~75%)。

转子泵(摆线泵)外转子(齿环)比内转子(齿轮)多一个齿, 两者轴线偏心安装, 异速转动; 特点: 结构紧凑, 噪声低, 寿命长, 密封差, 压力、流量脉动大。

2. 齿轮泵的流量

齿轮泵的排量为

$$q = \pi D h B = 2 \pi m^2 z B \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r}$$

齿轮泵的理论流量为

$$Q = 2 \pi m^2 z B n \times 10^{-6} \quad \text{L/min}$$

式中: D ——齿轮分度圆直径, mm, $D = mz$;

h ——齿轮高度(h 近似取 $2m$), mm;

m ——齿轮模数, mm;

z ——齿轮齿数;

n ——泵的转速, r/min;

B ——齿宽, mm。

从式中可看到由于 D 、 B 、 m 、 z 均为常数, 所以齿轮泵的排量是不能改变的, 故只能作定量泵使用, 由于 Q 与 m^2 成正比, 所以当 D 一定时, 齿数少模数大的齿轮泵排量就大。对一个特定的齿轮泵, 其实际流量大小主要取决于泵的容积效率 η_v , 影响 η_v 的因素主要有:

1) 密封间隙: 齿轮泵的密封间隙主要有齿轮端面和泵壳间的轴向间隙; 齿顶与泵体内侧的径向间隙; 啮合点处的间隙, 其中轴向间隙处的泄漏量占 70% ~ 80%, 原因是由于该处密封短而宽、压差方向与运转方向在部分区域同向所造成。

2) 工作压力(p_d): 当 p_d 提高时, 由于密封间隙处泄漏增大, 为此对高压齿轮泵应采用浮动端盖或浮动侧板对轴向间隙进行间隙补偿, 以提高泵的 η_v 。

3) 吸入压力(p_s): 当吸入压力过低时, 由于液体汽化使泵的实际吸入量减少。

4) 输送液的温度(t)与粘度(μ): t 过高时, μ 下降, 泄漏增加; t 过低 μ 增加, 吸入阻力过大而造成泵吸入性能降低。

5) 转速(n): 转速大小与 η_v 无直接关系, 但转速过低泵不能正常工作, 故一般不应低于 200 ~ 300 r/min。

3. 齿轮泵的困油现象

为保证齿轮泵的平稳传动与吸、排口间的分隔, 要求齿轮的重叠系数 ϵ 大于 1, 使齿轮泵在前一对齿尚未脱开啮合之前, 紧随其后的另一对轮齿就开始啮合, 在两啮合点间产生一个既不与吸入口相通, 又不与排出口相通的封闭容积即齿封。封闭容积随着齿轮的回转, 先从小变大, 使油液受到挤压, 压力急剧升高, 造成油液强行从缝隙中挤出, 使油液发热, 加速油液氧化, 噪声振动加剧, 功率损失增加, 并使轴承受到很大的附加负荷, 影响泵的工作寿命; 而当该封闭容积由小变大时, 压力降低, 使油中的空气析出而产生气穴, 降低泵的容积效率, 这就是因齿封现象造成的危害。

通常采用在泵端盖上位于节点两侧各开一个卸荷槽, 以消除困油现象。其原理为当封闭容积减小时通过卸荷槽与排油口相通, 而当封闭容积增大时通过另一卸荷槽与泵吸入口相通。一般封闭容积减小时产生的危害要比容积增大时严重, 所以在有的齿轮泵上两卸荷槽位置非对称于节点, 而使同一端盖上的两个卸荷槽一同向吸入侧移过适当距离, 使用非对称卸荷槽能更好地解决困油问题与消除压力冲击, 但这样的泵必须按规定的转向旋转而不可逆转。

4. 齿轮泵的径向力

齿轮泵的径向力产生原因有两个: 一是吸、排口间的压力差作用在齿轮外圆周上; 另一是啮合齿因传递转矩而在主、从动齿轮上产生的径向力。作用在主、从动齿轮上的径向不平衡力可用下式表示:

$$F_{\pm} = 0.75BD_2\Delta p \quad \text{N}$$

$$F_{\text{从}} = 0.85BD_2\Delta p \quad \text{N}$$

式中: B ——齿宽, m;

D_2 ——齿顶圆直径, m;

Δp ——吸、排口间的压差, Pa。

径向力会使轴承负荷增加,影响泵的工作寿命,而泵的工作压力越高,影响越大。为此在高压泵中常采取减小排出口的方法来消除部分径向力,并对轴承采取强制润滑与冷却或采用带保持架的滚针轴承等措施来改善泵的工作条件。

在一些老型号的泵中采用平衡槽的方法来平衡径向力,但其使泵的泄漏量增加,因而已不采用。

5. 齿轮泵的特点

- 1) 有一定自吸能力;
- 2) 理论流量与工作压力无关,只取决于齿轮尺寸与转速;
- 3) 工作压力与流量无关,与密封、轴承的承载能力有关;
- 4) 流量连续,但有脉动,外啮合泵流量脉动率 σ_Q 在 11% ~ 27% 之间,齿数少,脉动大,内啮合泵 σ_Q 在 1% ~ 3% 之间,噪声也较小;
- 5) 结构简单,造价低;摩擦面多,适用作油泵。

6. 齿轮泵管理注意事项

- 1) 注意泵的转向和连接,泵的排油方向取决于转向,对于自带安全阀的泵,排油方向不可改变,联轴器的不同心度应小于 0.1 mm。
- 2) 泵有自吸能力,但不能干转,应防止干摩擦产生严重磨损,吸高不能大于 0.5 m。
- 3) 不允许在超压工况下运行,以免影响泵的寿命。
- 4) 防止油温过高与吸入压力过低,工作温度范围应符合使用要求,吸入压力要大于输送液体的饱和蒸汽压力以防产生气穴。
- 5) 防止吸入空气。
- 6) 合理调节泵的轴向间隙,轴向间隙可用压铅法测量,一般控制在 0.04 ~ 0.08 mm,内齿轮泵控制在 0.02 ~ 0.03 mm,低压泵可放宽至 0.1 ~ 0.25 mm。
- 7) 检修时要注意机械轴封、齿轮、泵壳、端盖等零部件工作表面的磨损。
- 8) 齿轮泵的污染敏感度低,所以吸口滤器可用 150 目网式,用于液压系统时滤器精度应 $\leq 30 \sim 40 \mu\text{m}$,回油管路滤器最好 $\leq 20 \mu\text{m}$ 。

7. 齿轮泵常见故障分析

- 1) 泵启动后不能排油或流量不足,主要原因有:泵不能旋转或转速过低;转向相反;吸入阻力过大或吸入滤器堵塞;吸入口外露;吸入管漏气;吸、排阀未开;密封间隙过大;吸高太高;油温过低;安全阀开启旁通。
- 2) 泵的工作噪声过大,主要原因有:吸入空气或发生气穴引发的液体噪声;泵对中不良、轴承松动、轴变形、回转部件碰擦、啮合不良引发的机械噪声。
- 3) 泵磨损太快,主要原因有:输送油液中含有磨料性杂质;长期干转;排出压力过高;泵轴变形;安装不良。

四、螺杆泵

1. 螺杆泵的种类

- 1) 单螺杆泵,属密封型螺杆泵。螺杆由一圆柱体旋转而组成,为单头螺杆。泵缸由橡胶制